

〈論 文〉

원형튜브내에서 이동중인 고체입자층의 열전달 특성연구

이금배* · 박상일**

(1993년 8월 27일 접수)

Heat Transfer to a Downward Moving Solid Particle Bed Through a Circular Tube

Kum-Bae Lee and Sang-Il Park

Key Words : Plug Flow(플러그흐름), Two-Phase Flow(2상 유동), Turbulator(터부레이터), Fluidized Bed(유동층), Sand Beds(모래층), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)

Abstract

An experiment was conducted to investigate whether an equation of heat transfer coefficient derived from energy equation of two-phase plug flow can be actually applied to the industrial field. The heat is constantly transferred to the sand beds from the wall of heat exchanger while the sand moves down through cylindrical heat exchanger by gravity from feed hooper. To increase heat transfer, turbulators such as glass ball and steel pipe packings were used. In addition, the experiment in the case of fluidizing the sand beds was also carried out. The temperatures of the sand beds and the wall were measured along the heat exchanger axis. The density and porosity of the sand beds were also measured. The deviations of the mean velocity of sands from the velocity on the wall surface because of the slip conditions on the wall were negligible (within 3%). The heat transfer coefficients when the turbulators were used and when the sand beds were fluidized were found to be much greater than those of the plain plug flow.

기 호 설 명

A : 관 단면적, m^2	R : 관 반경
c_p : 정압비열	r : r -방향좌표
D : 관 지름	Re : Reynolds수
h : 대류 열전달계수, $kW/m^2, K$	T : 온도
k : 열전도율	T_o : 입구온도
m_s : 모래유량, g/s	u : 속도
Nu : Nusselt수	\bar{u}, \bar{u}_m : 평균속도
Pr : Prandtl수	z, Z : z -방향좌표
Q : 열전달률, kW	ϵ : 다공성
q_s : 모래유량당 열전달률(Q_s/m_s), kJ/kg	ρ : 밀도
q_w : 단위 관 표면적당 열전달률, kW/m^2	Δu : 평균속도와 벽표면 속도와의 차이

삼첨자

*정회원, 공주대학교 기계공학과
 **정회원, 한국에너지기술연구소 기기응용연구팀

+ : 무차원

하첨자

- c : 중앙
 e : 유효
 f : 유체
 m : 평균
 p : 관
 s : 고체, 모래, 벽표면
 w : 벽

1. 서 론

고체입자(solid particles)를 이용한 가열, 냉각, 또는 건조의 전열방식은 여러분야에서 광범위하게 사용되어 왔으며, 특히 환경문제와 관련이 있는 에너지 및 화학산업분야에서는 지대한 관심의 대상이 되어 왔다. 고체입자를 이용함에 따른 큰 장점은 기체나 액체에 비하여 비중이 크기 때문에 열용량이 크며 따라서 열교환기의 크기가 작아지고, 액체에 비하여 고온영역에서도 사용될 수 있다는 점이다.

전열방법에는 유동층(fluidized beds)이나 충전층(packed beds)에서와 같이 입자를 직접 가열하는 방식과, 이동층(moving beds)에서와 같이 고체입자를 벽면을 통하여 간접 가열하는 방식으로 크게 나눌 수 있다. 직접 전열방식에 대해서는 그동안 상당한 연구가 진행되어 왔으나, 이동층의 간접 전열방식에 대해서는 중요도에 비하여 그다지 연구가 활발하게 진행되어 오지 못하였다.

고체입자의 이동층에서의 간접 방식에 의한 가열 또는 냉각은 여러 산업체의 열교환 장치에서 많이 사용되는 방식으로 이는 대개 전열면에 고체입자를 주기적으로 순환시키게 된다. 이와 관련된 연구들을 검토해 보면 Takahashi and Yanai⁽¹⁾은 입자 흐름의 경향에 관하여 조사하였는데, 벽면에 영향을 받는 전단지역과 속도가 일정한 프러그흐름 지역은 벽면 가까이에서 경계층을 이루고 있으며, Nunziato and Passman⁽²⁾도 이와 비슷한 연구를 수행하였다. Brinn et al⁽³⁾은 길고 매끈한 튜브내에서 접촉지배흐름(contact-dominated flow) 지역에서, Donskov⁽⁴⁾와 Kurochkin⁽⁵⁾은 원통면으로부터 열전달과 관련된 연구를 수행하였다.

Obuskovic et al⁽⁶⁾은 열교환기에 수직되게 놓여 있는 핀튜브히터로부터 고체입자에 열이 전달되는

실험을 행하여 열전달계수를 유도하였다. 이외에도 Ernst,⁽⁷⁾ Sullivan and Sabersky,⁽⁸⁾ Botterill and Hampshire,⁽⁹⁾ Dunsky et al⁽¹⁰⁾ 등도 고체입자와 관련된 연구를 수행하였다. 열전달 증대를 위하여 여러 형태의 터뷰레이터(turbulators)가 이용되었으며 여기에는 교반기(agitators), 회전하는 여러형태의 전열면, 스크래퍼(scrappers) 등의 기구들이 사용되기도 하였다.⁽¹¹⁻¹³⁾

국내에서는 박상일 등⁽¹⁴⁾에 의해서 수행되고 있는 고온의 배가스 및 저온의 공기와 고체입자와의 유동층에서 직접접촉에 의한 열전달 연구가 있었다.

본 연구는 2상 프러그 흐름(two-phase plug flow)의 에너지방정식으로부터 유도되어진 열전달계수를 실제 현장에서 사용할 수 있는지의 여부를 판단하기 위해 실험을 수행하였다. 실험에 사용되어진 고체입자는 모래이며, 열교환기 상단에 있는 모래저장 탱크로부터 모래가 중력에 의해 열교환기 하단으로 이동중 원통튜브 벽면으로부터 일정한 열을 받으며, 가열된 입자는 잠시후 하단 탱크로 떨어지게 된다. 또한 열전달 증대를 위하여 터뷰레이터를 사용하였으며, 혼합을 좋게하고 잔류시간을 길게하기 위해 공기로 모래를 유동시킨 실험도 수행하였다. 실험을 통하여 열교환기 높이에 따라 입자의 온도 및 열교환기 표면온도를 측정하였으며, 모래의 밀도 및 다공성도 측정하였다.

본 연구에서 다룬 고체입자를 이용한 간접 전열 방식은 열교환기의 구조가 단순하여 운영하기가 쉬우며, 고체입자가 배가스 등과 반응하거나 오염될 우려도 없으며, 또한 벽면과 직접접촉하기 때문에 열전달계수도 훨씬 크게 나타났다.

2. 수학적 이론

입자의 속도가 일정한 프러그흐름의 에너지방정식을 이론적으로 풀어 온도 및 열전달계수의 식을 유도하였다.

2.1 이론해석

Fig. 1에서 보는 바와 같이 수직 원통관의 상단으로부터 하단으로 이동하는 고체입자층에 벽면으로부터 일정한 열이 전달되는 층류 2상 프러그흐름(laminar two-phase plug flow)의 에너지방정식 및 경계조건은 다음과 같다.

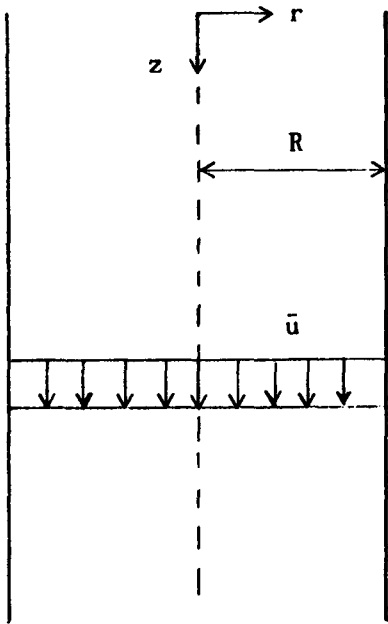


Fig. 1 Schematic diagram of plug flow in a vertical tube

$$\rho_e c_{pe} (\bar{u} \frac{\partial T}{\partial z}) = k_e \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial T}{\partial r}) \quad (1)$$

$$T(r, z=0) = T_o$$

$$T(r=0, z) = \text{finite} \quad \text{or} \quad \frac{\partial T}{\partial r}(r=0, z) = 0$$

$$k_e \frac{\partial T}{\partial r}(r=R, z) = q_w$$

where

$$\rho_e = \epsilon \rho_r + (1 - \epsilon) \rho_s$$

$$c_{pe} = \frac{\epsilon \rho_r}{\rho_e} c_{pr} + \frac{(1 - \epsilon) \rho_s}{\rho_e} c_{ps}$$

\bar{u} 은 평균속도, T_o 입자온도, ϵ 은 다공성(porosity)이다. 참고문헌을 이용하여 실험에서 사용된 모래의 비열⁽¹⁵⁾ 및 열전도율⁽¹⁶⁾을 구한 후에 유효 비열(effective specific heat)과 유효 열전도율⁽¹⁷⁾(effective thermal conductivity)을 계산할 수 있다.

에너지방정식 및 경계조건은 다음과 같은 형태의 무차원변수들을 이용하여 일반화할 수 있다.

$$\begin{aligned} r^+ &= \frac{r}{R}, & z^+ &= \frac{4}{Re \cdot Pr} \frac{z}{D} \\ T^+ &= \frac{T - T_o}{q_w \cdot R / k_e}, & u^+ &= \frac{\bar{u}}{u} = 1 \end{aligned} \quad (2)$$

무차원 에너지방정식 및 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial T^+}{\partial z^+} = \frac{1}{r^+} \frac{\partial}{\partial r^+} (r^+ \frac{\partial T^+}{\partial r^+}) \quad (3)$$

$$T^+(r^+, z^+=0) = 0$$

$$T^+(r^+=0, z^+) = \text{finite} \quad \text{or} \quad \frac{\partial T^+}{\partial r^+}(r=0, z) = 0$$

$$\frac{\partial T^+}{\partial r^+}(r^+=1, z^+) = 1$$

주어진 방정식은 경계조건을 이용하여 변수분리 방법(separation of variables)를 적용시켜 근사해를 구할 수 있다. 구하여진 무차원 온도값은

$$T^+ = 2z^+ + \frac{1}{2} r^{+2} - \frac{1}{4} - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_o(\lambda_n \cdot r^+)}{\lambda_n^2 J_o(\lambda_n)} e^{(-\lambda_n \cdot z^+)} \quad (4)$$

여기서, 고유조건(eigen condition)은 $J_1(\lambda_n) = 0$ 이며, 고유치(eigen values)들은

$$\lambda_n = 0, 3.8317, 7.0156, 10.1735, 13.3237, 16.4706, \dots$$

이 된다. 국부 누셀트수(local Nusselt number)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{h \cdot D}{k_e} = \frac{2}{(T_w^+ - T_m^+)} \frac{\partial T^+(1, z^+)}{\partial r^+} \\ &= \frac{8}{1 - 8 \sum_{n=1}^{\infty} e^{(-\lambda_n \cdot z^+)}/\lambda_n^2} \end{aligned} \quad (5)$$

반경방향의 평균 온도값은

$$T_m^+ = 2z^+ \quad (6)$$

이며, 벽면에 온도값(T_w^+)은 식(4)으로 부터 $r^+=1$ 을 대입하여 쉽게 구할 수 있다. $z^+ \rightarrow \infty$ 이면 누셀트수는 $Nu \rightarrow 8$ 이 된다.

3. 실험 및 결과분석

3.1 실험장치 및 실험방법

모래 열교환기를 실험하는데 필요한 열교환기 시스템의 개요도가 Fig. 2에서 보여주고 있다. 상단에 있는 공급호퍼(feed hopper)는 시험용 모래의 저장 및 공급 기능을, 상단 및 하단에 있는 게이트 밸브는 모래의 통과 및 차단 기능을, 아크릴관은 모래의 공급이 잘되고 있는지를 관찰하는 기능을 가지고 있다. 열교환기는 벽면에서 전단효과를 최대한 줄이기 위해 매끄러운 스테인레스 스틸로 만들었으며, 길이는 1.1 m, 내경지름은 2 in(50.8 mm)

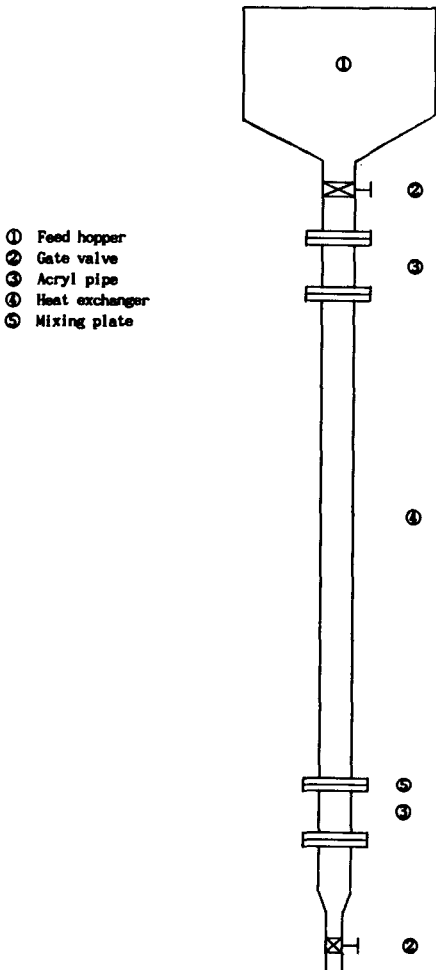


Fig. 2 Experimental equipment

와 1.5 in(38.1 mm)를 사용하였다. 열공급은 용량 1 kW의 직류 전원공급기(D.C. power supply)를 사용하였다. 열교환기 입구에서 15 cm 지점에 열교환기 외부표면에 2개, 내부중앙에 1개의 열전대(K-type thermocouple)를 설치하였으며, 이후부터 매 20 cm마다 같은 방법으로 열전대를 설치하였고, 열교환기 입구온도, 출구 평균온도, 대기온도 측정용 각각 1개씩 총 18개의 열전대를 설치하였다. 열교환기 출구에서 평균온도(T_m) 값을 취하기 위해 모래가 잘 혼합되도록 모래혼합장치(sand mixing plate)를 부착시켰으며, 설치된 각각의 열전대를 기록계(recorder)에 연결하여 온도를 측정하였다.

실험방법은 상단에 있는 공급후퍼에 모래를 가득 채운 후, 상단밸브를 개방하여 열교환기에 모래를

가득 채우고, 전원공급기를 이용 원하는 열전달률(heat transfer rate)을 고정시키며, 하단밸브로 모래유량을 고정시킨 후, 정상상태에 도달하면 기록계를 이용하여 매 5분마다 4회 온도를 측정하여 평균 온도값을 취하였다.

모래의 밀도 및 다공성은 다음과 같은 순서에 의해 측정하였다. 원통형 그릇의 무게 및 부피를 측정 후, 그릇에 모래를 가득 채우고 무게를 잰다. 이어 모래가 담긴 그릇에 물을 가득 채우고 무게를 잰다. 그릇의 부피에서 물의 부피를 빼면 모래의 부피가 계산된다. 이로부터 그릇의 부피 및 물의 부피로부터 다공성이 계산되고, 모래의 부피 및 무게로부터 모래의 밀도가 계산된다. 측정되어진 모래의 밀도는 2519.4 kg/m^3 , 다공성은 0.3864가 된다.

3.2 플러그흐름

모래입자의 흐름이 플러그흐름인지를 조사키 위해 실험을 행하였으며, 실험장치는 Fig. 2와 같다. 열교환기 벽표면에서의 흐름을 관찰키 위해 표면의 거칠기가 스테인레스 스틸관과 비슷한 아크릴관을 사용하였다.

벽표면에서의 모래입자의 속도는 아크릴관 외부 표면에 일정길이만큼 눈금을 그리고 상단밸브를 열어 모래를 관에 가득 채우고, 하단밸브를 열어 일정길이만큼 모래가 내려오는데 걸리는 시간을 측정하여 구하였다. 평균속도(plug flow or mean velocity)는 하단밸브 밑으로 떨어지는 모래를 일정시간 받아서 저울로 무게를 잰 후 평균속도를 계산하였다. ($m_s = \rho u_m A$) 실험은 각각의 모래유량에 3번씩 행하여 평균값을 취하였으며, 아크릴관은 내경 2 in(50.8 mm)와 1.5 in(38.1 mm)를 사용하였다.

이에 대한 결과들을 Fig. 3에 나타내었다. 모래 유량 및 관내경의 크기에 상관없이 예상했던대로 전단효과에 의한 벽표면에서의 모래의 속도가 평균속도보다는 약간 작지만 두 속도의 편차($(u_m - u_s) / u_m$)가 3% 이내에 분포되어 있어 표면에서의 미끄럼현상으로 인한 전단효과가 매우 미미하다고 볼 수 있다. 따라서 본 연구의 흐름현상을 플러그흐름으로 가정하여도 무방하다는 결론을 내릴 수 있다.

3.3 실험결과 및 비교분석

Fig. 4는 하강중인 고체입자층의 열교환기 축을

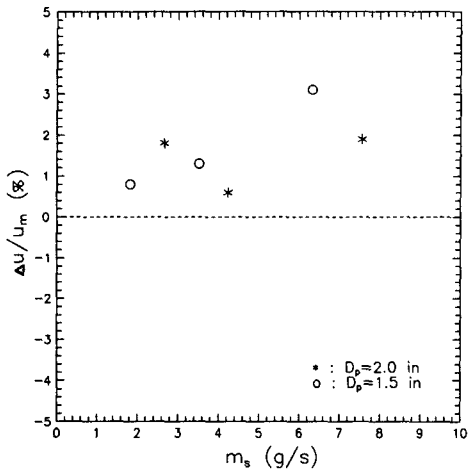


Fig. 3 The ratio of the differences between mean velocity and surface velocity to mean velocity

따라 벽면 온도 (T_w^+), 중앙 온도 (T_c^+), 평균온도(T_m^+) 값들을 보여주고 있다. 실선(solid line)은 이론적으로 계산된 값들이며, 기호로 표시된 값들은 실험치들이며, 열전달률 $Q_w=100\sim 700$ W, 모래유량 $m_s=1\sim 10$ g/s에 걸쳐 실험을 행하였다.

식(6)에서 보는 바와 같이 평균온도(T_m^+) 값은 단지 축방향 길이 z^+ 의 함수이기 때문에 선형(linear)으로 나타나며, 벽면의 온도(T_w^+)는 관입구에서 급격하게 증가하다가 $z^+=0.2$ 를 지나면서 선형으로 나타나고 있다. 반면에 관 중앙의 온도(T_c^+)는 입구근처에서는 아직 벽면의 열이 관중앙까지 전달이 안되어 변함이 없다가 $z^+=0.04$ 을 지나면서 서서히 증가하기 시작하여 $z^+=0.2$ 를 지나면서 선형으로 나타나고 있다. 온도 입구구간(thermal entrance region)를 지나면서 벽면온도와 평균온도의 차는 일정하며, 그 값은 0.25가 된다.

벽면온도나 중앙온도 모두 z^+ 의 전구간에 걸쳐 실험치와 이론치들이 잘 일치하고 있으며, 따라서 본 모델의 흐름현상을 플러그흐름이라고 단정할 수 있다. Fig. 4(a) 및 Fig. 4(b)은 각각 2 in, 1.5 in관을 사용한 결과들이다.

Fig. 5은 국부 누셀트수(local Nusselt number)의 값들을 보여주고 있으며, 실선은 식(5)로부터 계산되어진 값들이며, 기호로 표시된 값들은 Fig. 4의 실험 결과치들로부터 계산되어진 값들이다. 식(5)로부터 계산되어진 Nu 값은 열교환기 입구로부터

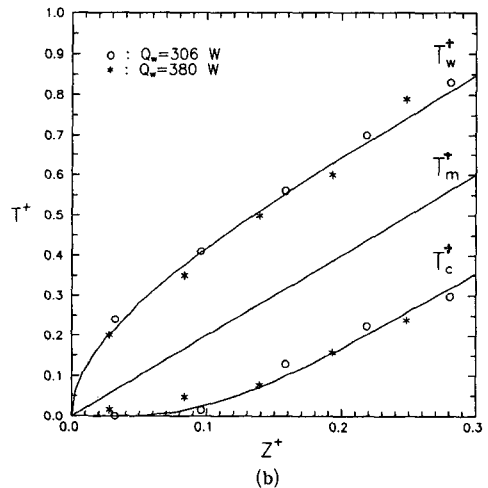
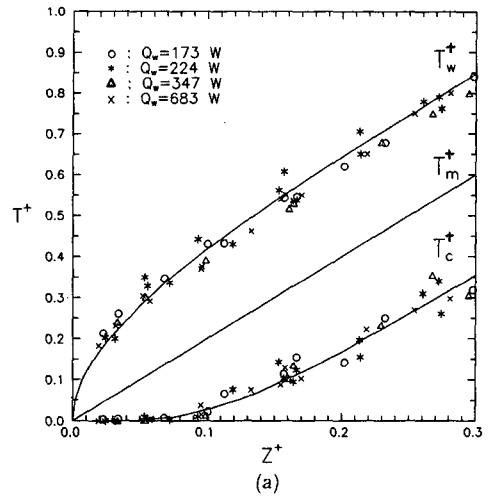


Fig. 4 (a) Temperature profile ($D_p=2$ in)
(b) Temperature profile ($D_p=1.5$ in)

멀어지면서 값이 점점 작아지며, $z^+=0.3$ 을 지나면서 플러그흐름의 완전발달 온도분포도(fully developed temperature profile) 상태에 도달하면서 $Nu \rightarrow 8$ 의 값이 된다. 고체표면에서 미끄럼현상이 일어나지 않는 유체인 경우 원형관 벽면으로부터 일정한 열을 받는 유체가 완전발달 온도분포도 및 완전발달 속도분포도(fully developed velocity profile) 상태에 도달하였을 경우 $Nu \rightarrow 4.364$ 의 값이 된다. 따라서 미끄럼현상에 의한 프러그흐름이 1.8배 열전달이 더 잘되고 있다. 열전달률의 크기 및 모래유량에 상관없이 실험값들과 이론값들은 열교환기 입구에서는 약간의 편차를 보이지만 z^+ 값이 커지면서 대체로 잘 일치하고 있다.

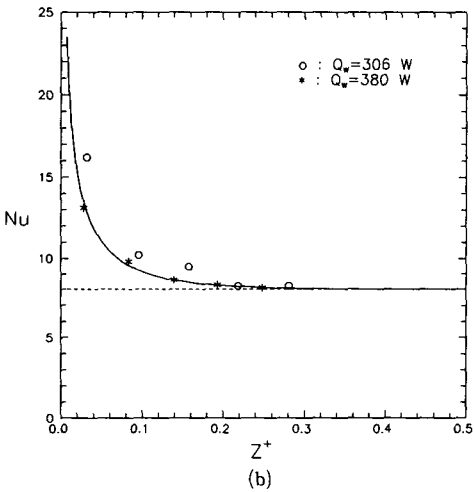
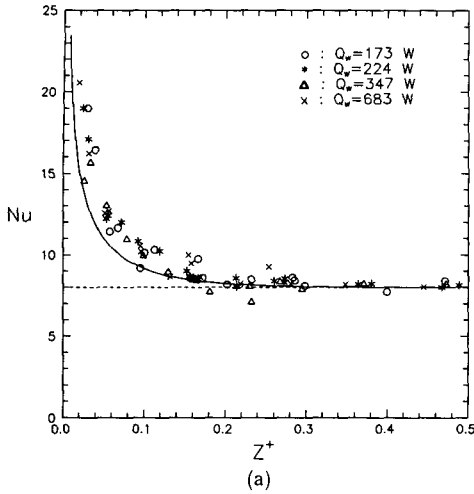


Fig. 5 (a) Nusselt number ($D_p=2$ in)
(b) Nusselt number ($D_p=1.5$ in)

Fig. 6은 평균 열전달계수(mean heat transfer coefficient)대 모래유량당 모래에 전달된 열전달률의 값들을 보여주고 있으며 전열촉진제인 터뷰레터(turbulators)를 사용하였을 경우, 모래를 유동시켰을 경우 플러그흐름시 보다 열전달이 얼마나 더 잘되는지를 조사하기 위해 실험을 행하였다.

기호 ‘*’은 앞에서 언급한 플러그흐름의 값들이며, 기호 ‘0’은 터뷰레터로 직경 24.5 mm의 유리구슬 111개를 열교환기 안에 넣어 얻은 값들이다. 기호 ‘X’은 터뷰레터로 강관(steel pipe) 토막을 사용하였으며, 내경 21.5 mm, 외경 27.4 mm, 길이 25.3 mm의 강관토막 50개를 투입하였다. 기호 ‘△’은 터뷰레터인 강관토막을 집어넣은 상태에서 열교환

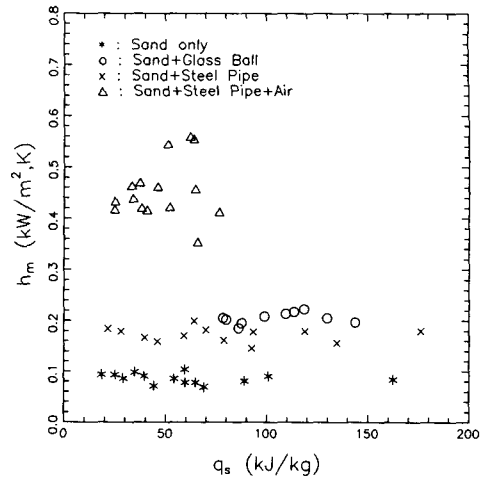


Fig. 6 Mean heat transfer coefficient ($D_p=2$ in)

기 밑에다 또 다른 강관을 설치하여 상온의 공기를 밑에서부터 불어넣어 열교환기내에서 모래를 유동시켜 잔류시간을 더욱 길게하여 더 많은 열이 전달될 수 있도록 하였다. 이때 공기량은 0.025~0.045 m³/min이며, 사용되어진 압축기의 용량은 1 HP, 2 kg/cm²이 된다.

유리구슬이나 강관토막같은 터뷰레터를 사용하였을 경우 열전달계수는 플러그흐름시 보다 공히 2배 정도 더 크며, 이는 열교환기내에서 모래가 흐를때 터뷰레터에 의해 혼합(mixing)이 잘 되어 열교환기 반경방향으로 모래온도의 차이가 매우 작기 때문이다.

전열을 더욱 증진시키기 위해 터뷰레터로 강관토막을 투입한 상태에서 밑으로부터 공기를 불어넣어(모래층흐름과 공기흐름은 대향류임) 모래를 유동시켰을 경우 열전달계수는 4~6배 정도 더 크게 나타나고 있다. 이는 모래의 유동시 터뷰레터만 사용하였을 경우보다 혼합이 훨씬 잘되며, 또한 잔류시간도 길어져 열전달이 그만큼 더 잘되기 때문이다.

경제적인 측면에서 보면 터뷰레터만 사용하였을 경우에는 단순히 터뷰레터를 열교환기속에 집어넣는 것이기 때문에 경제성이 충분히 있다고 판단되나, 모래의 유동시에는 장치의 시스템이 복잡해지고 부대기기들이 많이 요구되기 때문에 에너지 회수량 대 시스템의 제작비, 운영비 제반경비 등을 비교분석하여야 하며 이는 차후에 더 연구를 필요로 하는 좋은 과제라고 판단된다.

4. 결 론

고온의 열원으로부터 관내에서 이동중인 고체입자를 이용하여 열을 회수하는 간접전열 열교환기를 모델링으로 하여 실험을 행한 결과 다음과 같은 결론들을 얻었다.

(1) 벽면에서 전단효과가 매우 미미한 미끄럼현상이 일어나며, 모래의 평균속도와 벽면에서의 속도의 편차가 3%이내에 있어 본 모델링은 플러그흐름으로 가정하여도 무방하다.

(2) 측정된 실험값과 계산된 이론치들은 열교환기의 크기, 열전달량, 모래유량에 상관없이 거의 잘 일치하고 있어(온도 및 Nu), 2상 플러그흐름의 열전달계수를 실제 열교환기 설계시 참고자료로 이용해도 무방하다고 볼 수 있다.

(3) 전열촉진제를 사용하였을 경우 플러그 흐름시보다 2배, 모래를 유동시켰을 경우 5배 평균 열전달계수가 더 크며, 이는 모래의 혼합이 잘되고 잔류시간이 더 길어지기 때문이다.

후 기

이 논문은 1992년도 교육부지원 한국학술진흥재단의 지방대학육성과제 학술연구 조성비에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Takahashi, H. and Yanai, H., 1973, "Flow Profile and Void Fraction of Granular Solids in a Moving Bed," *Power Technology*, Vol. 7, pp. 205~214.
- (2) Nunziato, J. W. and Passman, S. L., 1980, "Gravitational Flows of Granular Materials with Incompressible Grains," *J. of Rheology*, Vol. 24, No. 4, pp. 395~420.
- (3) Brinn, M. S., Friedman, S. J., Gluckert, F. A., and Pigford, R. L., 1948, "Heat Transfer to Granular Materials," *Ind. Engng. Chem.*, Vol. 40, No. 4, pp. 1050~1061.
- (4) Donskov, S. V., 1958, "Heat Loss from a Round Cylinder in Transverse Flow of a Granular Medium," *Teploenergetica*, Vol. 5, No. 10.
- (5) Kurochkin, Yu. P., 1966, "Heat Transfer between Tubes of Different Sections and a Stream of Granular Material," *J. Engng. Phys.*, Vol. 10, No. 6, pp. 447~449.
- (6) Obuskovic, N., Colakyan, M., and Knudsen, J. G., 1991, "Heat Transfer between Moving Beds of Solids and a Transverse Finned Tube," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 12, No. 2, pp. 46~51.
- (7) Ernst, R., 1959, *Der Mechanismus der Wärmeübergangs an Wärmeaustauschern in Fließbetten*, Doctorate Thesis, Technische Hochschule Aachen.
- (8) Sullivan, W. N. and Sabersky, R. H., 1975, "Heat Transfer to Flowing Granular Media," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 97~106.
- (9) Botterill, J. S. M. and Hampshire, L. N., 1968, "The Gap between Surface and Particles in Relative Motion," *Chem. Engineering Science* 23, pp. 400~402.
- (10) Dunsky, V. D., Zabrodsky, S. D., and Tamarin, A. I., 1966, "On the Mechanism of Heat Transfer between a Surface and a Bed of Moving Particles," *Proc. 3rd Int. Heat Transfer Conf.*, A. I. Ch. E., Vol. 4, pp. 293~297.
- (11) Lybaert, P., 1987, "Wall-Particles Heat Transfer in Rotating Heat Exchangers," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 1663~1672.
- (12) Bruxelmane, M., 1982, *Local Heat Transfer between Granular Materials and the Wall of a Truncated Conical Vessel Equipped with a Vertical Helical Ribbon Agitator*, Internal Report, Faculte Polytechnique de Mons.
- (13) Uhl, V. W. and Root, W. L., 1967, "Heat Transfer to Granular Solids in Agitated Units," *Chemical Engineering Progress*, Vol. 63, No. 7, pp. 81~92.
- (14) 박상일 외, 1990, 1991, 1992, "고체입자를 이용한 직접접촉 열교환기 개발," 과학기술처 특정과제 연구보고서 (I), (II), (III), 한국동력자원연구소.
- (15) Touloukian, Y. S., Powell, R. W., Ho, C. Y., and Klemens, P. G., 1970, *Specific Heat*, IFI/

- Plenum, New York, Washington.
- (16) Touloukian, Y. S., Powell, R. W., Ho, C. Y. and Klemens, P. G., 1970, *Thermal Conductivity*, IFI/Plenum, New York, Washington.
- (17) Park, S. I. and Hartley, J. G., 1992, "A Model for Prediction of the Effective Thermal Conductivity of Granular Materials with Liquid Binder," *J. KSME*, Vol. 6, No. 2.

* 알려드립니다.

대한기계학회논문집 제18권 제4호, pp.1081~1086, 1994

<기술논문>

고체추진제의 연소불안정특성 측정방법에 대한 연구

윤재건 · 유지창 · 이정권

Table 1 Calculated sound power transmission coefficient for various types of heat exchanger passages

Condition	τ	Porosity(%)	Remark
ϕ 26 Conical Passage	8.33×10^{-4}	-	Original
ϕ 12.8 Conical Passage	2.08×10^{-4}	-	
ϕ 3 \times 25 Orifice	5.72×10^{-4}	15.6	
ϕ 2 \times 49 Orifice	5.00×10^{-4}	13.5	
ϕ 1 \times 81 Orifice	2.06×10^{-4}	5.6	